

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д.т.н, зав. каф. КГМ НТУ "ХПІ"

В.І. СЕРИКОВ, канд. техн. наук, с.н.с. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

О.О. КУДЕЛЯ, магістр каф. КГМ НТУ „ХПІ"

О.В. БОНДАРЕНКО, аспірант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПІ"

ДО ПИТАННЯ ПРО ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ДВОХ І ТРЬОХ ПРОМІЖНИХ ВАЛІВ У СПІВВІСНИХ НЕПЛАНЕТАРНИХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ЇХ ДОВЖИНИ

В роботі розглянуто питання побудови залежностей відносної ваги та розмірів класичних співвісних автомобільних коробок передач від кількості проміжних валів для п'ятиступених коробок передач, які працюють з одним двигуном, в однакових експлуатаційних умовах при однакових вимогах до ресурсу (пробігу) машини.

In report the problem of building of relations of the relative mass and dimensions of gear-boxes from additional shafts quantity for five-stage gearboxes that works with one engine in identical conditions of car mileage requirements is solved.

В автомобілебудуванні відомі конструкції автобусних співвісних непланетарних коробок передач з двома і, навіть, з трьома проміжними валами, розташованими по різні боки від вхідного валу [1]. Необхідність в розробці таких коробок передач виникала в тих випадках, коли підприємство-виготовлювач з якихось причин не могло використовувати планетарні коробки передач, а загальна компоновка машини вимагала достатньо великої кількості передач при обмеженій довжині коробки. Наявність двох або трьох проміжних валів при збереженні міжосьової відстані дозволяє зменшити ширину зубчастих вінців та підшипників. Використання подібних схем дозволяє збільшити строк служби коробок передач за більших значень передаваної потужності, але загальна кількість деталей, матеріалоемність та вага коробки передач в цьому випадку зростають. Також збільшуються вимоги до точності виготовлення зубчастих коліс і отворів у картері, щодо їхнього взаємного розташування. Це пояснюється підсумовуванням двох або трьох потоків потужності без використання диференціального механізму.

В науково-технічній літературі досліджень з цього питання знайдено не було.

В роботі було поставлено задачу побудувати залежності відносної ваги та розмірів коробки передач від кількості проміжних валів для п'ятиступених коробок передач, які працюють з одним двигуном в однакових експлуатаційних умовах і при однакових вимогах до пробігу машини.

За основу для дослідження була обрана класична п'ятиступенева механічна коробка передач вантажного автомобіля "КамАЗ" з одним проміжним валом без вхідного подільника (рисунк 1).

Початковими параметрами для розрахунку були: умовний пробіг автомобіля – 500000 км, час роботи на кожній з передач в залежності від середньої швидкості руху автомобіля (50 км/год), відповідно першій – 50 годин; другій – 150 годин; третій – 700 годин; четвертій – 2000 годин; п'ятій – 7100 годин; імовірність безвідмовної роботи кожної з передач – 95% [2].

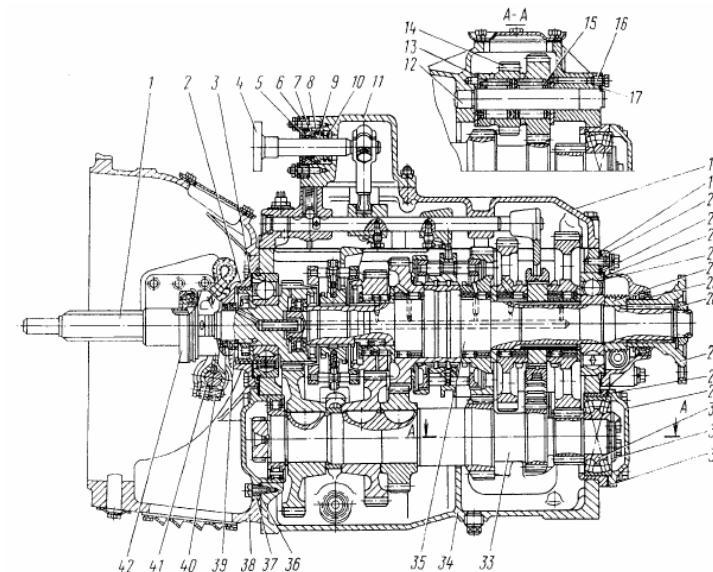


Рисунок 1

Спочатку був проведений перевірений розрахунок реальної коробки передач для заданої потужності двигуна та існуючих геометричних параметрах зубчастих зачеплень.

Був обчислений діючий момент та кількість циклів навантаження для кожної передачі.

Вихідним параметром був час безвідмовної роботи передачі, який далі порівнювався з потрібним.

Далі, схематично будувалася коробка передач із двома проміжними валами, розташованими діаметрально протилежно один до одного відносно вхідного та вихідного валів.

Усі вхідні дані та допоміжні коефіцієнти залишалися незмінними за винятком коефіцієнта, що враховує кількість сполучених деталей у зачепленні та потужності, яка передається крізь зубчасті колеса. В ідеальному випадку вона повинна була б зменшитися вдвічі, але до уваги брався й такий параметр, як нерівномірність розподілу навантаження між проміжними валами, який при помірних вимогах до виготовлення деталей дорівнює 0,75.

Оскільки діючий момент зменшується, є можливість зменшувати ширину зубчастих вінців до тих пір, доки виконуються вимоги по пробігу автомобіля на заданій передачі.

В результаті декількох поступових обчислень, наприклад, ширина зубчастого вінця другої передачі зменшилася з 44 мм в одновальній коробці до 35 мм в двохвальній. Відповідно, третьої – з 40 мм до 36 мм, четвертої – з 30 мм до 20 мм.

Далі, схожим чином проводилися обчислення для коробки з трьома проміжними валами відносно коробки передач з одним проміжним валом. В результаті ширини зубчастих вінців другої передачі зменшилися з 44 мм до 27 мм, третьої – з 40 мм до 21 мм, четвертої – з 30 мм до 15 мм.

Маючи дані по зменшенню ширини зубчастих вінців, з'являється можливість побудувати приблизний графік (крива L на рис. 2) залежності довжини коробки передач від кількості проміжних валів (у відсотках від розмірів реальної коробки).

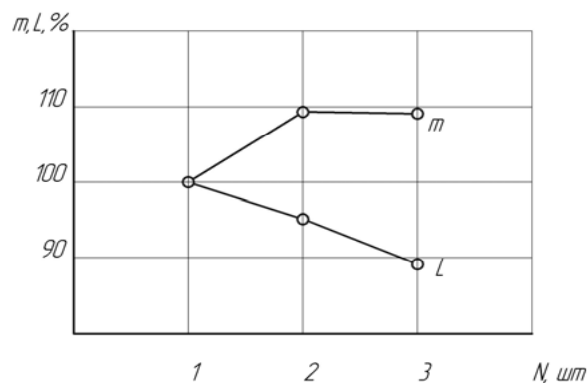


Рисунок 2

Масовий показник оцінювався таким чином: спочатку обчислювалася маса картера, яка для реальної коробки склала 27 кг, для коробки з двома проміжними валами – 32,5 кг, для коробки з трьома проміжними валами – 21 кг (зменшення ваги можна пояснити значним скороченням довжини картера та його більш раціональною формою трикутника).

Далі оцінювалася вага інших змінних частин коробки – валів та шестерень. Значного зростання ваги не відбулося через те, що із подвоєнням, а потім і потроєнням кількості шестерень та валів їхні ширини вінців та діаметри зменшувалися. Так, наприклад, маса усіх шестерень реальної коробки склала 53,5 кг, коробки з двома проміжними валами – 61,7 кг, з трьома проміжними валами – 63,5 кг.

Маси валів було оцінено за середнім діаметром та довжиною (маємо на увазі, що довжина валу зменшена на суму ширин зубчастих вінців через те що,

маса шестерень розраховувалася як маса повних циліндрів та те, що у коробках з двома і трьома проміжними валами кількість проміжних валів спочатку подвоюється а потім і потроюється). Результати зведено до таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри вхідних, проміжних та вихідних валів коробок передач

	$l_{\text{вх}}$	$l_{\text{пром}}$	$l_{\text{вих}}$	$d_{\text{вх(сер)}}$	$d_{\text{пром(сер)}}$	$d_{\text{вих(сер)}}$	$m_{\text{вх}}$	$m_{\text{пром}}$	$m_{\text{вих}}$
	М			М			КГ		
Реальна коробка	0,38	0,408	0,394	0,072	0,072	0,09	12	13	19
Коробка з двома проміжними валами	0,38	0,385	0,371	0,072	0,072	0,09	12	12,3	18,4
Коробка з трьома проміжними валами	0,38	0,357	0,343	0,072	0,072	0,09	12	11,4	17

Можна знайти загальну масу змінних частин для усіх трьох коробок. Приймаємо, що маса інших деталей залишається незмінною. Знайдемо її, знаючи масу усієї коробки та масу змінних частин. Розрахуємо повну масу всіх коробок. Результати зведемо до таблиці 2.

Таблиця 2 – Маса коробок передач

	Змінна маса, кг	Незмінна маса, кг	Загальна маса, кг
Реальна коробка	124,5	125,5	250 (100%)
Коробка з двома проміжними валами	149,2	125,5	274,7(109,8%)
Коробка з трьома проміжними валами	147,7	125,5	273,2(109,2%)

Загальна маса реальної коробки складає 250 кг, коробки з двома проміжними валами – 274,7 кг, з трьома проміжними валами – 273,2 кг.

Висновок: використання коробок передач із декількома проміжними валами є доречним, коли треба виконати жорсткі умови до компоновки машини, але, безумовно, для остаточних висновків необхідно проводити додаткові економічні розрахунки.

Список літератури: 1. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с. 2. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости: в 10-ти томах / Под общ. ред. Е.Е. Александрова. – Т.3: Трансмиссии. – Кн.1. Ступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Д.О. Волонцевич, В.В. Епифанов, В.К. Белов. – Харьков: ХГПУ, 1996. –202с.

Надійшла до редколегії 10.04.09